



DEUTSCHES
PATENTAMT

21 Aktenzeichen: P 37 25 448.0
22 Anmeldetag: 31. 7. 87
43 Offenlegungstag: 9. 2. 89

DE 37 25 448 A 1

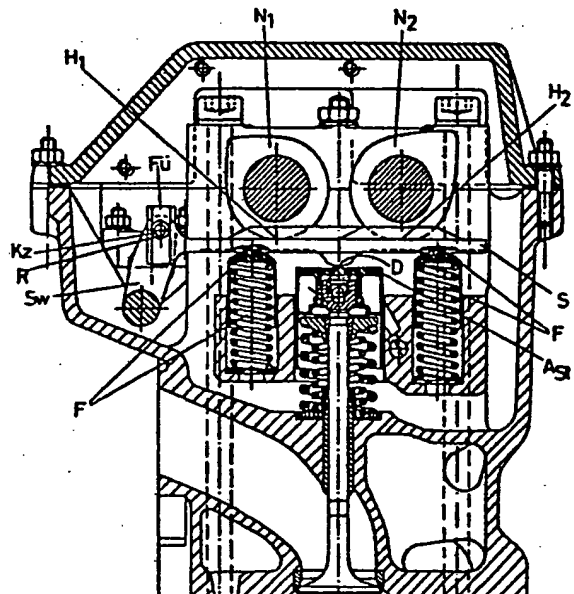
71 Anmelder:
Bartsch, Rainer, 7141 Schwieberdingen, DE

72 Erfinder:
gleich Anmelder

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Ventilsteuerung zur Variation von Ventilhub und -öffnungsdauer

Ein zweiarmiger Stellhebel (S) steht in ständiger Berührung mit den Laufflächen zweier in Hub und Gesamthubdauer unterschiedlicher Nocken (N₁, N₂) und überträgt die Nockenhubbewegungen über einen Abnehmer (A_{St}) auf das Ventil. Federbelastete Stößel (F) verstärken die Anpreßkraft des Stellhebels (S) an die Nocken (N₁, N₂). Eine Verdrehung der Steuerwelle (Sw), deren Kurbelzapfen (Kz) in der Führungsnut (Fü) des Stellhebels (S) gleitet, verschiebt die Drehachse (D) des Stellhebels (S) und verändert damit das Hebelarmverhältnis zwischen den Hubeinwirkungsstellen (H₁, H₂) der beiden Nocken (N₁, N₂) und der Drehachse (D). Der Anteil des Hubs jedes einzelnen Nockens am Ventilhub ändert sich, wobei eine stufenlose Variation des maximalen Ventilhubes und der Ventilöffnungsdauer erfolgt. Somit wird eine Anpassung der Steuerzeiten und Steuerzeitquerschnitte an die Erfordernisse verschiedener Motordrehzahlen und -lasten bei Verbrennungsmotoren ermöglicht. Im Vordergrund steht dabei die Optimierung des Drehmomentverlaufs über der Drehzahl zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit und Umweltverträglichkeit eines Motors.



DE 37 25 448 A 1

Patentansprüche

1. Ventilsteuerung zur Variation von Ventilhub und -öffnungsdauer, dadurch gekennzeichnet, daß
 - a) die Erhebungskurve eines Ventils von zwei in ihrem maximalen Hub und ihrer Gesamthubdauer unterschiedlichen Nocken (N_1 , N_2) erzeugt wird, die beide mit derselben Drehzahl gegen- oder gleichsinnig um ihre insbesondere parallel zueinander liegenden Drehachsen rotieren.
 - b) die Lauffläche jedes Nockens mit je einem Schenkel eines zweiarmigen Hebels, im folgenden als Stellhebel (S) bezeichnet, in ständiger Berührung steht, dessen Drehachse oder Drehpunkt (D) die aus den Hubbewegungen der beiden Nocken resultierende Hubbewegung direkt oder über einen Abnehmer, z. B. einen Stößel (A_S), einen Schlepphebel (A_S) oder einen Kipphebel (A_K), auf das Ventil überträgt.
 - c) durch eine Variation des Hebelarmverhältnisses (H) der Abstände jeweils zwischen den Hubeinwirkungsstellen der beiden Nocken auf dem Stellhebel (H_1 , H_2) und dessen Drehachse oder Drehpunkt (D) erreicht wird, daß sich der Anteil des Hubs jedes einzelnen Nockens am Ventilhub ändert.
2. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die ständige Berührung jedes der beiden Nocken mit dem Stellhebel (S) durch an dem Stellhebel zusätzlich zur Ventilsfeder angreifende Federn oder federbelastete Zusatzelemente (F), z. B. Stößel oder Hebel, bewirkt werden kann.
3. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zur Variation des Hebelarmverhältnisses (H) entweder der Stellhebel (S) oder die Lagerung des Abnehmers (A_S , A_{Sb} , A_K) verschoben wird oder ein zusätzliches Zwischenglied (Z), z. B. ein Gleitstein, zwischen Stellhebel und Abnehmer angeordnet und verschoben wird.
4. Ventilsteuerung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß
 - a) die Verschiebung des Stellhebels (S) durch eine Steuerwelle (Sw) erfolgen kann.
 - b) diese Steuerwelle (Sw) insbesondere parallel zu den Drehachsen der beiden Nocken (N_1 , N_2) angeordnet ist und einen Kurbelzapfen (Kz) besitzt, der in einer schlit- oder nutenförmigen Führung ($Fü$) des Stellhebels (S) gleitet und bei einer Verdrehung der Steuerwelle die Drehachse (D) des Stellhebels exakt positioniert.
 - c) die gewählte Position der Drehachse (D) des Stellhebels auch während der Stellhebelhubbewegung zumindest annähernd erhalten bleibt, d. h. daß der Führungsschlitz bzw. die Führungsnut ($Fü$) insbesondere senkrecht zu der mit den Nocken (N_1 , N_2) in Berührung stehenden Stellhebellaufläche angeordnet ist.
5. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß Formgebung und Anordnung der beiden Nocken (N_1 , N_2), des Stellhebels (S), des Abnehmers (A_S , A_{Sb} , A_K), aller weiteren, direkt zur Variation des Hebelarmverhältnisses (H) dienenden Bauteile und, falls vorhanden, des Zwischengliedes (Z) und der Federn bzw. federbelasteten Zusatzelemente (F) so festgelegt sind, daß durch eine Variation des Hebelarmverhältnisses (H) während der Phase, in der das Ventil vollkommen geschlossen sein soll, kein fehlerhaftes Öffnen des Ventils und keine unzulässig starke Vergrößerung des Ventilspiels zwischen Stellhebel (S) und Abnehmer (A_S , A_{Sb} , A_K) auftreten.
6. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Nocken (N_1 , N_2), sofern sie parallel zueinander verlaufende Drehachsen besitzen, derart in Achsrichtung gegeneinander versetzt angeordnet werden können, daß sich der bisher kleinstmögliche Abstand ihrer Drehachsen noch weiter verringert.
7. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftübertragungsfläche zwischen dem Stellhebel (S) und dem Abnehmer (A_S , A_{Sb} , A_K) nockenähnlich ausgebildet sein kann, so daß die aus den unterschiedlich großen Hubbewegungen der beiden Nocken resultierende Schrägstellung (α) des Stellhebels (S) zu weiteren gezielten Veränderungen des Ventilhubes bestimmter Abschnitte der Ventilerhebungskurve ausgenutzt werden kann.
8. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Verwendung eines Kipphebels (A_K) oder Schlepphebels (A_{Sb}) als Abnehmer mit einer Variation des Hebelarmverhältnisses (H) am Stellhebel (S) auch das Hebelarmverhältnis am Kipphebel (A_K) bzw. am Schlepphebel (A_{Sb}) verändert werden kann und daß dadurch eine zusätzliche, für sich allein schon bekannte Variation der Ventilerhebungskurve erfolgt, die sich der Variation nach Anspruch 1c) überlagert und diese vorteilhaft verstärkt, sofern die Drehachse des Nockens mit dem größeren Maximalhub (N_2) der Drehachse des Kipphebels (A_K) bzw. Schlepphebels (A_{Sb}) näher liegt als die Drehachse des anderen Nockens (N_1).

Beschreibung

Die im folgenden beschriebene Erfindung gehört in das technische Gebiet "Variable Ventilsteuerungen bei Verbrennungsmotoren".

Zu diesem Gebiet ist schon eine Reihe von Konstruktionen veröffentlicht worden.

Diese Konstruktionen lassen sich in folgende Gruppen einteilen, wobei die Erfindung in die erste Gruppe gehört:

a) Systeme, die den Ventilhub und die Ventilöffnungsdauer variieren

- Konischer Nocken, Nocken oder auf ihm ablaufendes Gegenstück axial zur Nocken-Drehachse verschiebbar (siehe Literaturverzeichnis Nr. 1—4)
- Mit Öl gefüllter Raum (hydraulischer Stößel) zwischen Nocken und Ventil, Veränderung des Ölvolumens durch gesteuerte Bohrungen (siehe Literaturverz. Nr. 5—9)

- Rotatorisch oder translatorisch oszillierende Nocken mit verstellbaren Zwischenelementen zwischen Nocken und Ventil (siehe Literaturverz. Nr. 10, 25, 4)
- Hubnockenwelle plus Steuernockenwelle, die ein Ausweichen der Kipphebelrehachse und damit ein vorzeitiges Abregeln der Ventilerhebung ermöglicht (siehe Literaturverz. Nr. 11).
- b) Systeme, die nur die Ventilöffnungs-dauer variieren
 - Je ein Nocken zur Erzeugung der Öffnungs- bzw. Schließkurve eines Ventils, beide Nocken gegeneinander verdrehbar (siehe Literaturverz. Nr. 12, 13)
 - Ungleichförmige Nockenwinkelgeschwindigkeit (siehe Literaturverz. Nr. 14—17)
 - Magnetische Ventilbetätigung (s. Lit.verz. Nr. 18)
- c) Systeme, die nur den Ventilhub variieren
 - Variation des Kipphebel- oder Schlepphebelübersetzungsverhältnisses (gilt nur für den theoretischen Fall, daß Ventilspiel und Elastizität des Ventiltriebs gleich Null gesetzt werden, ansonsten erfolgt auch eine Variation der Ventilöffnungs-dauer) (siehe Literaturverz. Nr. 19).
- d) Systeme, die weder den maximalen Ventilhub noch die Ventilöffnungs-dauer direkt variieren
 - Verdrehung von Nocken gegenüber der Kurbelwelle, d. h. Verschiebung der Ventilerhebungskurve parallel zur Zeitachse (siehe Literaturverz. Nr. 20—23)
 - Anordnung zusätzlicher Steuerungsorgane (Schieber, Klappen o. ä.) vor den Einlaß- oder hinter den Auslaßventilen, deren variabel gesteuerte Öffnungsquerschnitte sich den gleichbleibenden Öffnungsquerschnitten der konventionell gesteuerten Ein- und Auslaßventile überlagern (siehe Literaturverz. Nr. 24).

Die Ventilsteuerzeiten und die von der Ventilerhebungskurve eingeschlossenen Zeitquerschnitte bestimmen entscheidend die Charakteristik eines Verbrennungsmotors in bezug auf Leistung, Wirtschaftlichkeit und Abgaszusammensetzung.

Im Motorenbau ist allgemein die Verwendung von Nockenwellen mit festen Steuerzeiten üblich, bei denen also im gesamten Motorbetriebsbereich eine in Ventilhub und -öffnungs-dauer (ausgedrückt in °Kw) gleichbleibende Ventilerhebung erzeugt wird.

Eine solche Ventilsteuerung kann jedoch die Erfordernisse verschiedener Last- und Drehzahlbereiche im Hinblick auf unterschiedliche Steuerzeiten nicht optimal berücksichtigen, sondern sie stellt immer einen auf den Hauptverwendungszweck des Motors ausgerichteten Kompromiß dar.

Der Grundgedanke der Erfindung besteht deshalb darin, während des Motorbetriebs zwischen zwei stark voneinander abweichenden Nockenformen stufenlos auswählen zu können und damit verschiedene Motorcharakteristiken in einem Motor zu vereinen.

Die Hauptaufgabe der Erfindung ist die Optimierung des Drehmoment- bzw. Leistungsverlaufs eines Verbrennungsmotors, insbesondere eines Ottomotors, bei Vollast in Abhängigkeit von der Motordrehzahl:

- Bei Motoren sehr hoher Literleistung kann durch eine Verkleinerung des Ventilhubes und der Steuerzeitquerschnitte auch im unteren Drehzahlbereich ein zufriedenstellendes Vollast-Drehmoment erzielt werden.
- Bei Motoren durchschnittlicher Literleistung kann das Drehmoment bei Vollast sowohl im Gebiet niedriger als auch hoher Drehzahlen angehoben werden.

Die Anhebung des Drehmoments bewirkt generell eine Verringerung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, da der Motor dieselbe Leistung dann bei kleinerer Drehzahl und damit bei höherem mechanischem Wirkungsgrad abgeben kann.

Sofern man von einer Anwendung in Serien-Kraftfahrzeugmotoren ausgeht, für die die Erfindung vorrangig gedacht ist, so ist insbesondere die Anhebung des Drehmomentes im unteren Drehzahlgebiet von Interesse für eine gewerbliche Benutzung der Erfindung:

Durch längere Übersetzung der Getriebegänge kann damit das Motordrehzahlniveau unter gleichzeitiger Reduzierung des Kraftstoffverbrauches, des Geräuschpegels und des Motorverschleißes gesenkt werden, ohne daß das Beschleunigungsvermögen des Fahrzeugs darunter leidet.

Die Erfindung kann neben der Drehmomentanhebung auch zur Verbesserung des Leerlaufverhaltens eingesetzt werden bei Ottomotoren, die mit einer relativ langen Ventilüberschneidungsphase ausgestattet sind. Eine Verkleinerung des Ventilüberschneidungs-Zeitquerschnittes im Leerlauf und bei niedriger Last verringert den Restgas(Abgas-)anteil in der Zylinderfüllung.

Dadurch wird der thermische Wirkungsgrad der Verbrennung verbessert und ein stabiler Leerlauf mit gleichmäßiger Drehzahl erzeugt.

Des weiteren ist beim Ottomotor auch ein gezielter Einsatz der Erfindung zur Verringerung bestimmter Abgasschadstoffe möglich:

Eine Vergrößerung des Ventilüberschneidungs-Zeitquerschnittes insbesondere bei niedriger Motorlast wirkt wie eine "innere Abgasrückführung", die den Abgasanteil in der Zylinderfüllung erhöht und die Spitzentemperaturen des Verbrennungsprozesses senkt.

Dadurch wird der Gehalt des Abgases an umweltschädlichen Stickoxiden (NO_x) deutlich herabgesetzt.

Diese Aufgaben werden erfindungsgemäß durch eine Konstruktion mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

Der Hauptvorteil der Erfindung liegt in dem fast ausschließlich nur mechanischen Aufbau aus Bauelementen, die sowohl für sich allein als auch im Zusammenspiel ihrer Paarungen funktionell unkritisch und zum größten Teil schon seit langer Zeit bewährt sind.

Dadurch können die bei anderen Systemen zur Variation von Ventilhub und -öffnungs-dauer möglichen

technischen Probleme weitgehend umgangen werden:

- Sehr kleine Kontaktflächen zwischen Nocken und Gegenstück, die bei konischen Nocken kaum vermeidbar sind und sehr hohe Flächenpressungen und schlechte Schmierungsverhältnisse ergeben, treten bei der Erfindung nicht auf.
- Bei hydraulischen Systemen sind Druckschwingungen im Ölraum und Probleme mit dem schnellen Zubzw. Abführen des Öls bei hohen Motordrehzahlen möglich.
- Bei oszillierenden Nocken liegen im Bereich der Bewegungsumkehr der Nocken (Nockengeschwindigkeit gleich Null) ungünstige Schmierungsverhältnisse zwischen Nocken und Gegenstück vor.

Die Erfindung ermöglicht eine Variation der Ventilerhebungskurve sowohl im Bereich des Ventilöffnungszeitpunktes als auch im Bereich des Ventilschließzeitpunktes, dazu bei entsprechender Nockenauslegung aber auch die Variation nur eines dieser Bereiche. Einige Systeme (z. B. Literaturverzeichnis Nr. 5, 9, 11) sind jedoch prinzipiell nur zur Variation entweder der Öffnungssteuerzeit oder der Schließsteuerzeit in der Lage.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in den Abb. 7—10 dargestellt und wird im folgenden näher beschrieben:

Fig. 7 zeigt das Ausführungsbeispiel im Querschnitt. Die beiden unterschiedlichen Nocken (N_1 , N_2) sitzen auf parallelen Wellen und sind durch den Stellhebel (S) verbunden, der zu den Nocken hin eine durchgehende, ebene Lauffläche aufweist. Der Stellhebel (S) ist auf seiner Unterseite mit einer Erhebung versehen, die die Kraftübertragungsfläche vom Stellhebel (S) auf den Abnehmer (A_s) bildet.

Die Kraftübertragungsfläche ist in diesem Fall ein Ausschnitt aus einer Zylindermantelfläche, wobei die Zylinderachse in der durchgehenden Laufflächen-Ebene auf der Oberseite des Stellhebels (S) liegt. Dadurch soll bewirkt werden, daß bei der erfindungsgemäßen Schrägstellung α des Stellhebels S kein zusätzlicher Einfluß auf die Ventilhubbewegung erzeugt wird. (Ein solcher Einfluß könnte jedoch analog zu Anspruch 7 durch eine entsprechende Gestaltung der Kraftübertragungsfläche erzielt werden.)

Die Kraftübertragungsfläche auf der Unterseite des Stellhebels S wirkt also gleichzeitig als Drehachse D des zweiarmigen Stellhebels, und das (variable) Hebelarmverhältnis H ergibt sich nach Anspruch 1c:

$$\text{Hebelarmverhältnis } H = \frac{\text{Abstand } H_1 - D}{\text{Abstand } H_2 - D}$$

(siehe auch Fig. 1)

Als Abnehmer dient ein Tassenstößel mit hydraulischem Ventilspielausgleich (Hydrostößel) A_s , dessen nach oben zeigende Kreisfläche bei geschlossenem Ventil eine zur Laufflächen-Ebene auf der Oberseite des Stellhebels S parallele Ebene bildet. Dadurch wird Anspruch 5 erfüllt.

Da die Anlauf- bzw. Ablauframpen (Vornocken) des größeren Nockens N_2 zeitlich vor bzw. nach denen des kleineren Nockens N_1 auf den Stellhebel S einwirken (vgl. Fig. 11), ist der Nocken N_2 für das Überwinden des Ventilspiels beim Abheben und für das Wiederaufsetzen des Ventils verantwortlich.

Bei einer Verschiebung der Drehachse D des Stellhebels S zum kleineren Nocken N_1 hin nimmt der zur Überwindung des Ventilspiels notwendige Hub am größten Nocken N_2 bis auf ein Vielfaches des Ventilspiels zu. Deshalb ist die Begrenzung des Ventilspiels durch den Hydrostößel A_s sinnvoll, da sonst der Nocken N_2 mit sehr langen und hohen Vornocken ausgelegt werden müßte oder aber der mögliche Verschiebeweg der Drehachse D eingeschränkt wäre.

Der Hydrostößel A_s gibt die Hubbewegung entsprechend Anspruch 1b) an das Ventil weiter. Hydrostößel und Ventil mit Feder, Keilstücken und Ventildfederteller sind in konventioneller Bauart ausgeführt; zur Vergrößerung des möglichen Verschiebewegs des Stellhebels S kann eine Vergrößerung der dem Stellhebel zugewandten Fläche des Hydrostößels zweckdienlich sein.

Zwei federbelastete Hilfsstößel F sorgen gemäß Anspruch 2 für einen ständigen Andruck des Stellhebels S an die Nocken N_1 und N_2 . Ihre kugelförmigen Andruckflächen gleiten in entsprechenden Nuten an der Unterseite des Stellhebels S und führen ihn damit seitlich.

Die Steuerwelle Sw verschiebt und positioniert, wie in Anspruch 4 beschrieben, die Drehachse D des Stellhebels S . In diesem Fall sind je Stellhebel S zwei Kurbelzapfen Kz vorhanden, die von zwei Seiten her in je eine Führungsnut $Fü$ im Stellhebel S eingreifen und zur Verminderung der Reibung mit Rollen R versehen sind (vgl. auch Fig. 10).

Die Anordnung der Führungsnut nach Anspruch 4c) ergibt eine sehr geringfügige Eigenverschiebung des Stellhebels S während seiner Hubbewegung aufgrund der dann gleichzeitig auftretenden Schrägstellung α . Dieser Effekt der Eigenverschiebung läßt sich kaum vermeiden, verfälscht jedoch die gewählte Position der Drehachse D nur unwesentlich.

Die Kurbelwangen der Steuerwelle Sw können zugleich auch zur seitlichen Führung des Stellhebels S dienen, indem sie dessen Ende mit geringem Spiel umschließen (Fig. 10 und Fig. 8).

Die Phasenlage der beiden Nocken N_1 und N_2 zueinander ist im beschriebenen Beispiel nicht verschoben, d. h. — sofern man von der Betrachtung der Fig. 7 ausgeht —, daß ihre Nockenspitzen zum jeweils selben Zeitpunkt senkrecht nach oben bzw. nach unten zeigen (vgl. auch Fig. 11).

Fig. 8 zeigt das Ausführungsbeispiel als Draufsicht auf die Steuerung eines Mehrzylinder-Reihenmotors mit in Reihe angeordneten Ventilen (jeweils 2 Ventile pro Zylinder). Sowohl die Einlaß- als auch die Auslaßventile sind mit der erfindungsgemäßen variablen Steuerung versehen. Im Bereich eines Zylinders sind die durchgehenden Nockenwellen nicht gezeichnet, um die Anordnung der Stellhebel S sowie der Stößel A_s und Hilfsstößel F

erkennen zu lassen.

Entsprechend Anspruch 6 sind die beiden Nocken N_1 und N_2 gegeneinander versetzt. Der geringe Achsabstand der beiden Nockenwellen Nw_1 und Nw_2 wirkt sich in mehreren Punkten vorteilhaft aus:

- Der Verschiebeweg der Drehachse D des Stellhebels S ist durch die Größe der Stößeloberfläche begrenzt. Für eine ausreichend große Variationsbreite des Hebelarmverhältnisses H am Stellhebel S ist deshalb ein geringer Wellenabstand günstig.
- Bei einer Kopplung der beiden Nockenwellen Nw_1 und Nw_2 durch ein Zahnradpaar Zp wird der Durchmesser der Zahnräder verringert.
- Die am Stellhebel S auftretenden Biegemomente sind aufgrund der kleineren Hebelarme geringer, so daß der Stellhebel leichter gebaut sein kann.

Die Kopplung der beiden Nockenwellen durch das Zahnradpaar ergibt gegensinnige Drehrichtungen, die folgende Vorteile aufweisen:

- Die Gleitreibungskräfte, die zwischen den Nocken N_1 und N_2 und der Stellhebeloberfläche entstehen, sind entgegengesetzt gerichtet und heben sich zu einem großen Teil gegenseitig auf. Dadurch verringern sich die Kräfte, die zum Positionieren und Verschieben des Stellhebels nötig sind.
 - Die periodischen Auswanderungen der beiden Nockenberührungspunkte (bzw. -linien) B_1 und B_2 auf der Stellhebeloberfläche (weg von den Senkrechten zur Stellhebeloberfläche durch die Nockendrehachsen) sind meist im gleichen Zeitpunkt entgegengesetzt gerichtet, d. h. entweder beide nach außen oder beide nach innen zum jeweils anderen Nocken hin. Dadurch sind die Hebelarme der Nockenkräfte von der Drehachse D zu den beiden Berührungspunkten B_1 und B_2 gleichmäßiger verteilt, so daß insbesondere die Hilfsstößel F mit schwächeren Federn ausgestattet werden können.
- Außerdem werden so die Kippmomente am Stellhebel S verringert, da die Verbindungslinie der Berührungspunkte B_1 und B_2 zwischen Nocken und Stellhebel damit im Durchschnitt näher an der Mittelachse des Hydrostößels liegt.

Bei einer Verschiebung der Drehachse (Variation des Hebelarmverhältnisses H) jeweils fast bis unter die Nockendrehachsen wirken die Berührungspunkte B_1 und B_2 und damit die Nockenkräfte vorübergehend auf einen Schenkel des Stellhebels S . In diesem Fall müssen die Federn in den Hilfsstößeln F verstärkt werden, damit Anspruch 2 erfüllt bleibt.

Die durchgehende, parallel zu den Nockenwellen verlaufende Steuerwelle Sw ist hinter jedem 2. Zylinder gelagert und an einem Ende aus dem Zylinderkopf herausgeführt. An diesem freien Wellenende kann elektromotorisch, hydraulisch oder direkt mechanisch, z. B. durch Fliehkraftbetätigung, das Verstellmoment zur Betätigung der Stellhebel S und damit zur Variation der Ventilhubkurven aufgebracht werden.

Fig. 9 zeigt den Stellhebel S in seinen wichtigsten Ansichten. Die schmalen Stege auf der Oberseite stellen eine zusätzliche seitliche Führung des Stellhebels an den Nockenseitenflächen sicher und dienen zugleich der Erhöhung der Biegefestigkeit.

Im folgenden wird am Beispiel einer Einlaßventil-Erhebungskurve die mit dem Ausführungsbeispiel (Fig. 7—10) mögliche Variation der Ventilhubkurve dargestellt. Dazu wurden nach den Berechnungsverfahren des Dipl.-Ing. D. Kurz (Literaturverzeichnis Nr. 26) zwei unterschiedliche ruckfreie Nocken entworfen, deren genaue Form und Phasenlage in Fig. 11 dargestellt sind.

Aus den Nockenhubkurven und den gegebenen geometrischen Verhältnissen lassen sich für die beiden Extremstellungen des Stellhebels S jeweils zum Ende des Verschiebewegs die dazugehörigen Ventilerhebungskurven berechnen.

Der mit dem Hydrostößel-Durchmesser des Ausführungsbeispiels (35 mm) mögliche maximale Verschiebeweg des Stellhebels S beträgt etwa 30 mm bei einem Nockenwellenabstand von 50 mm.

Elastizitäten in den Kraftübertragungselementen wurden bei den Berechnungen nicht berücksichtigt.

Ferner wurde angenommen, daß der Hydrostößel As zu Beginn des Ventilöffnens um 0,1 mm zusammengedrückt wird, ehe er sich wie ein quasi-starres Element verhält, d. h., daß mit einem gleichbleibenden Ventilspiel von 0,1 mm zwischen Stellhebel S und Hydrostößel As gerechnet wurde (vgl. Literaturverzeichnis Nr. 27).

Das Ausführungsbeispiel ermöglicht demnach eine stufenlose Variation der Einlaß-Ventilerhebungskurve zwischen den beiden in Fig. 12 dargestellten Kurven.

Zum Vergleich dazu enthält Fig. 13 die Einlaßventil-Erhebungskurven zweier ganz unterschiedlicher "fester" Nockenwellen:

- Die Nockenwelle eines Serienmotors mit etwas überdurchschnittlicher Literleistung.
- Eine sogenannte "Drehmoment-Nockenwelle", die das Drehmoment bei Vollast im unteren bis mittleren Drehzahlbereich verbessert, jedoch nur eine relativ geringe Höchstleistung des Motors zuläßt.

Für die Erhebungskurven in Fig. 12 ergeben sich im einzelnen folgende Steuerzeiten:

	Einlaß öffnet vor OT	Einlaß schließt nach UT	Gesamtsteuerzeit
Kurve 1	36° Kw	59° Kw	275° Kw
5 Kurve 2	70° Kw	91° Kw	341° Kw

Bemerk.: 2° Kw (Kurbelwinkel) = 1° Nw (Nocken(dreh)winkel).

Der Verlauf der in Anspruch 7 aufgeführten Schrägstellung α in Abhängigkeit von dem Nockendrehwinkel φ ist in Fig. 14 dargestellt. Dieser Verlauf ergibt sich aus Form und Phasenlage der beiden Nocken des Ausführungsbeispiels (Fig. 11).

Literaturverzeichnis zum Stand der Technik

1. A. Titolo The FIAT Variable Valve Timing, SIA-Kongreß, Aachen, 10/1985, S. 5—1
- 15 2. A. Titolo Vantaggi di una camma a fasatura variabile e soluzione meccanica per realizzarla, ATA, 10/1971, S. 515
3. Patent von Renault/Peugeot (siehe auch Lit. Nr. 4!), Offenlegungsschrift Nr. 25 05 757, Offenlegungstag 16. 10. 1975, Deutsches Patentamt
4. Zeitschrift "Motorrad" Variable Ventilsteuerungen (Vierer mit Steuermann), Heft 2 (1986), S. 42
- 20 5. P. Nuccio Variable Valve Timing as a Means to Control Engine Load, SAE-Paper 82 071, 1982
6. Shunta/Haverdink Variable Valve Stroke Hydraulic Valve Lifter, US-Patent Nr. 33 85 274, 1967
7. H. J. Bruins Variable Valve Timing For Cruise Efficiency, Automotive Design Engineering, Januar 1968, S. 43—45
- 25 8. Nagao/Nishiwaki/Kajiya Valve Timing Control by a Hydraulic Tappet with a Leak Hole, Bulletin of JSME, Vol. 11, Nr. 48, 1968, S. 1175
9. B. Geringer Berechnung und Entwicklung einer elektronisch-hydraulisch gesteuerten variablen Ventilsteuerung für Ottomotoren, Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Nr. 74, zum 7. Internationalen Wiener Motoren-Symposium 1986, S. 220—243
- 30 10. G. Torazza A Variable Lift and Event Control Device for Piston Engine Valve Operation, FISITA-Kongreß, London 1972, S. 2/59 (siehe auch Lit. Nr. 4!)
11. K. Wichart Grundsätzliche Möglichkeiten der Vermeidung von Drosselverlusten bei Ottomotoren durch variable Ventilsteuerung, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 74, zum 7. Internationalen Wiener Motoren-Symposium 1986, S. 192
- 35 12. Patent von Klöckner-Humboldt-Deutz, Offenlegungsschrift Nr. 24 56 752, Offenlegungstag 12. 8. 1976, Deutsches Patentamt (siehe auch Lit. Nr. 4!)
- 40 13. F. B. Waldron Improvements in Valve Operating Mechanism for Internal Combustion Engines, Englisches Patent Nr. 8 12 303, 1959
14. Scott/Yamaguchi Eccentric cam drive varies valve timing, Automotive Engineering, Oktober 1980, S. 120 (siehe auch Lit. Nr. 15!)
15. Zeitschrift "Motorrad" Ventilsteuerung "Nockenwickler", Heft 1 (1981), S. 20
- 45 16. Nocken mit variablem Drehspiel, Offenlegungsschrift Nr. 26 47 332, Offenlegungstag 27. 4. 78, Deutsches Patentamt (siehe auch Lit. Nr. 17!)
17. Zeitschrift "Motorrad" Verstellbare Nockenwelle "Gummi-Nocken", Heft 12 (1977), S. 66
18. D. Scott Magnetic valve actuators vary timing, Automotive Engineering 87(1979)7, S. 77
- 50 19. G. Leunig Im Hub verstellbare Einlaßventile ermöglichen Teillastbetrieb von Ottomotoren mit sehr magerem Gemisch, MTZ 33(1972)1, S. 31
20. Stojek/Stwiorok Valve Timing With Variable Overlap Control, SAE-Paper 84 5026, 1984, S. 28
21. Patent von Alfa-Romeo, Variatore di fasatura distribuzione per motori a scoppio, Italienisches Patent Nr. 8 68 746, 15. 7. 1969
- 55 22. Schiele/de Nagel/Bennethum Design and Development of a Variable Valve Timing (VVT) Camshaft, SAE-Paper 74 0102, 1974
23. B. Read Control of Valve Mechanism of Internal Combustion Engines, Englisches Patent Nr. 5 11 853, 25. 8. 1939
- 60 24. Walzer/Adamis/Heinrich/Schumacher Variable Steuerzeiten und variable Verdichtung beim Ottomotor, MTZ 47(1986)1, S. 15
25. Patent von Daimler-Benz, Offenlegungsschrift Nr. 23 63 891, Offenlegungstag 26. 6. 1975, Deutsches Patentamt (siehe auch Lit. Nr. 4!)
26. D. Kurz Entwurf und Berechnung ruckfreier Nocken, ATZ 56(1954), S. 293—299
- 65 27. K. Daniel Hydraulischer Ventilspielausgleich — Aufbau, Funktion, Entwicklungsgrundlagen, MTZ 41(1980)12, S. 540 (4.1 Nockenkontur)

- Leerseite -

3725448

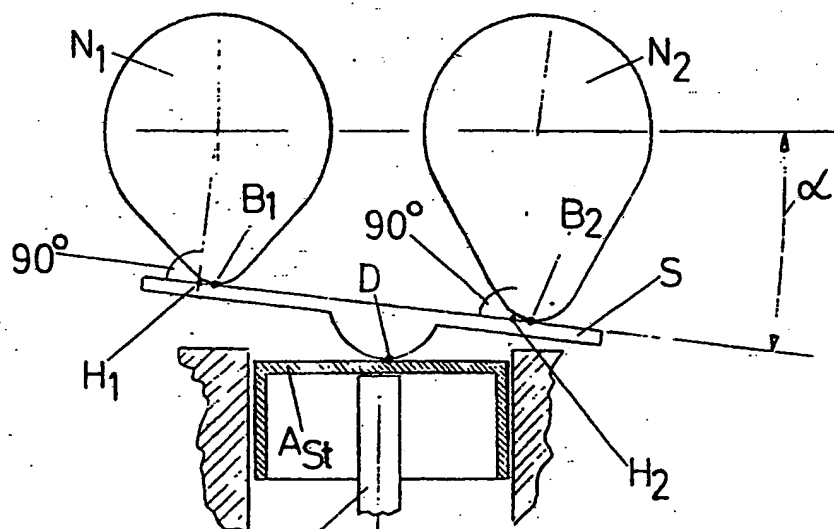


Fig. 1

Ventilschaftende

Fig. 2

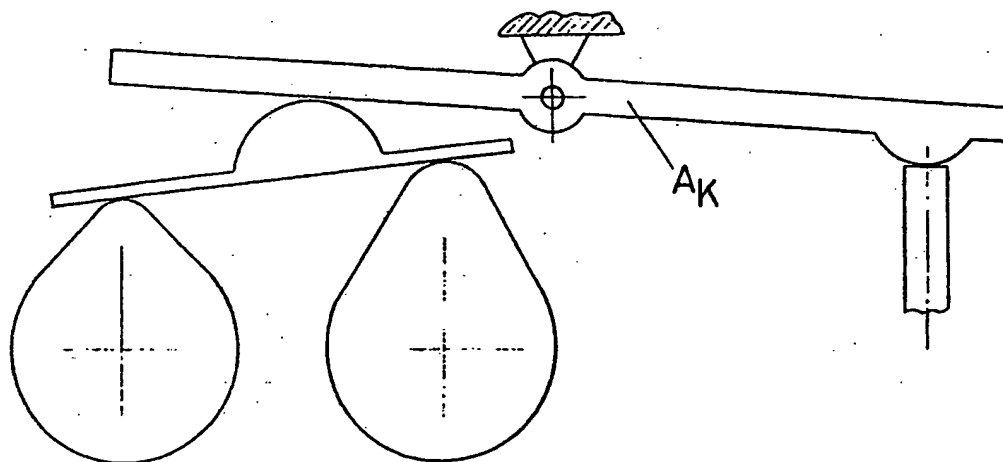
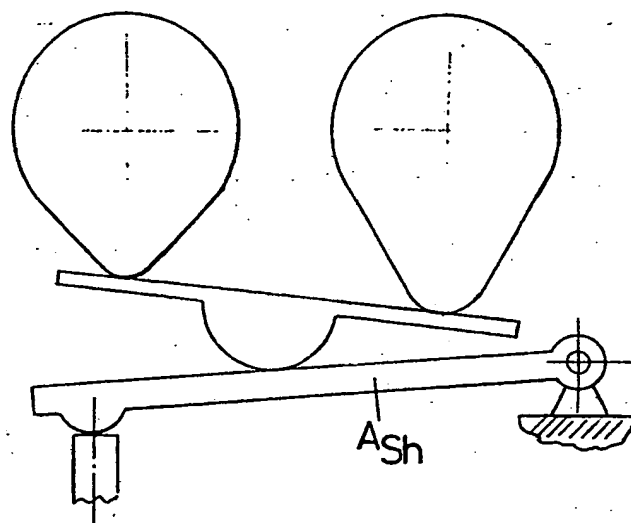
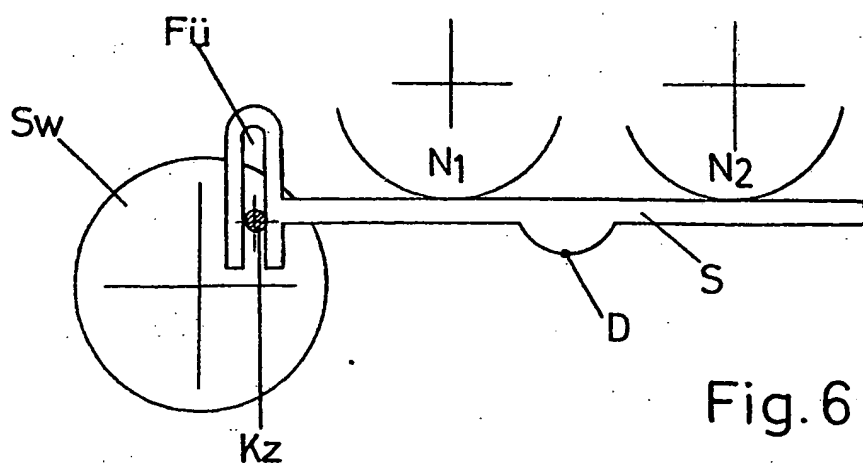
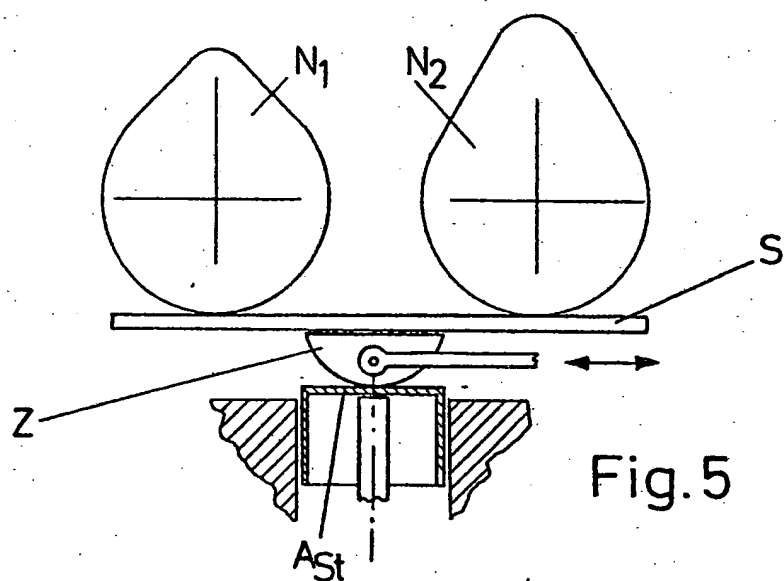
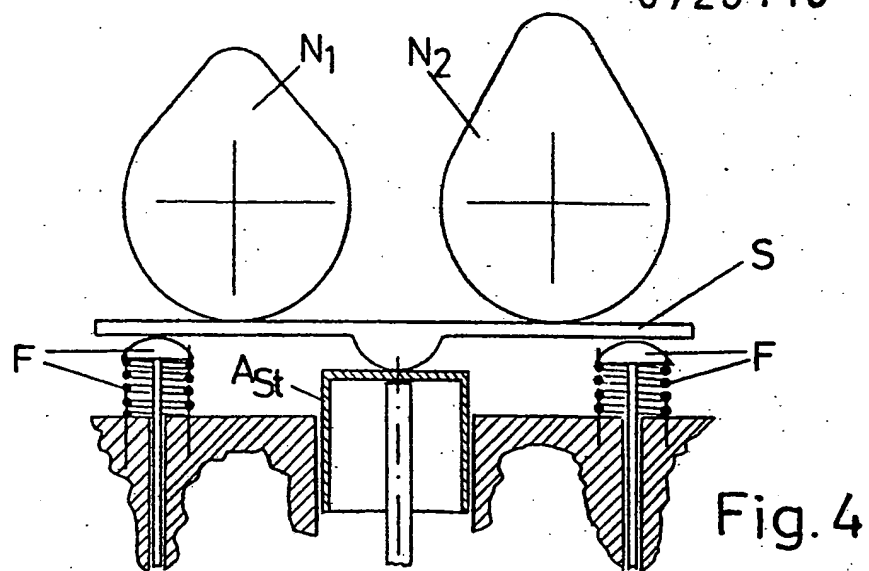


Fig. 3

3725448



3725448

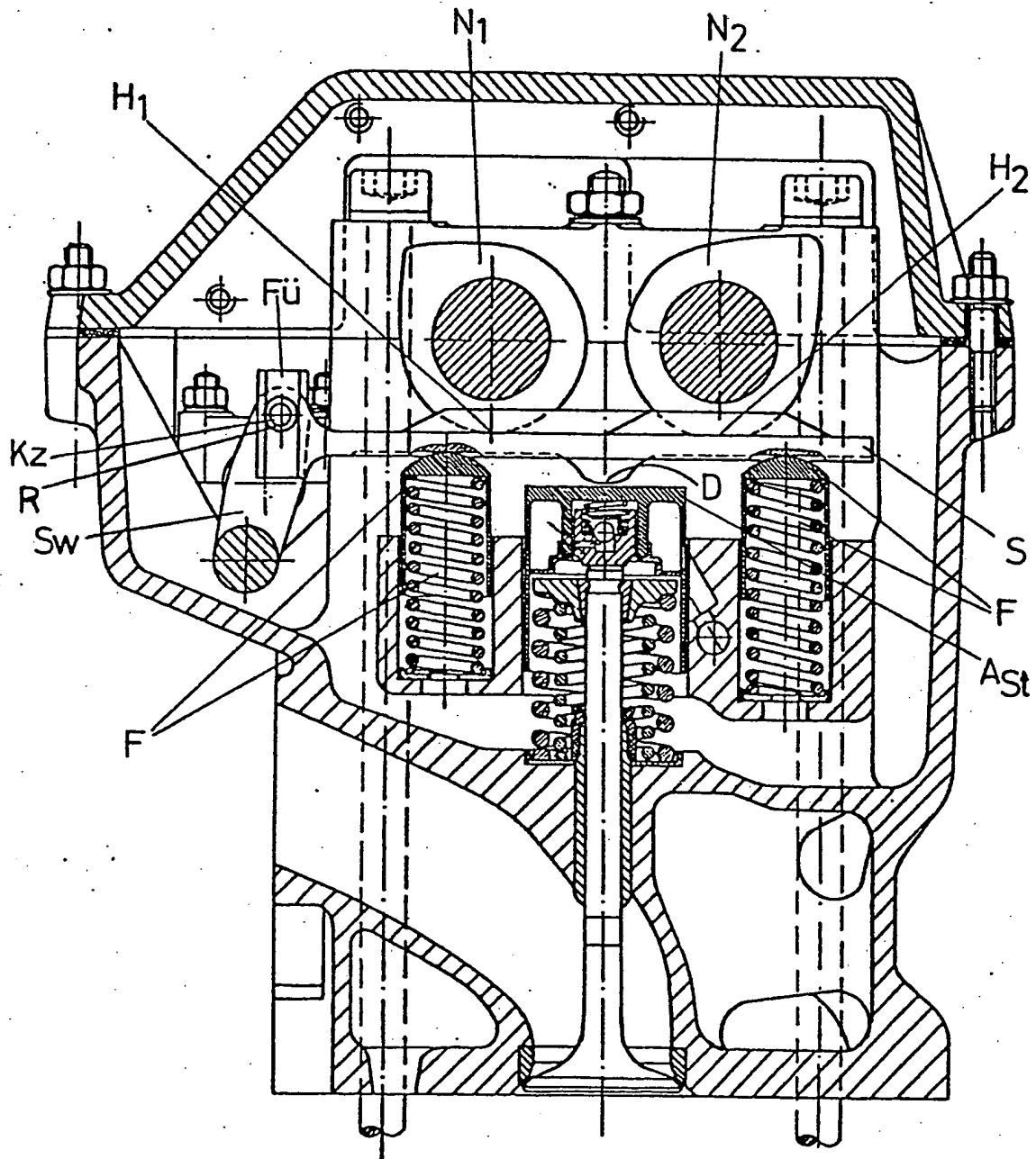


Fig. 7

3725448

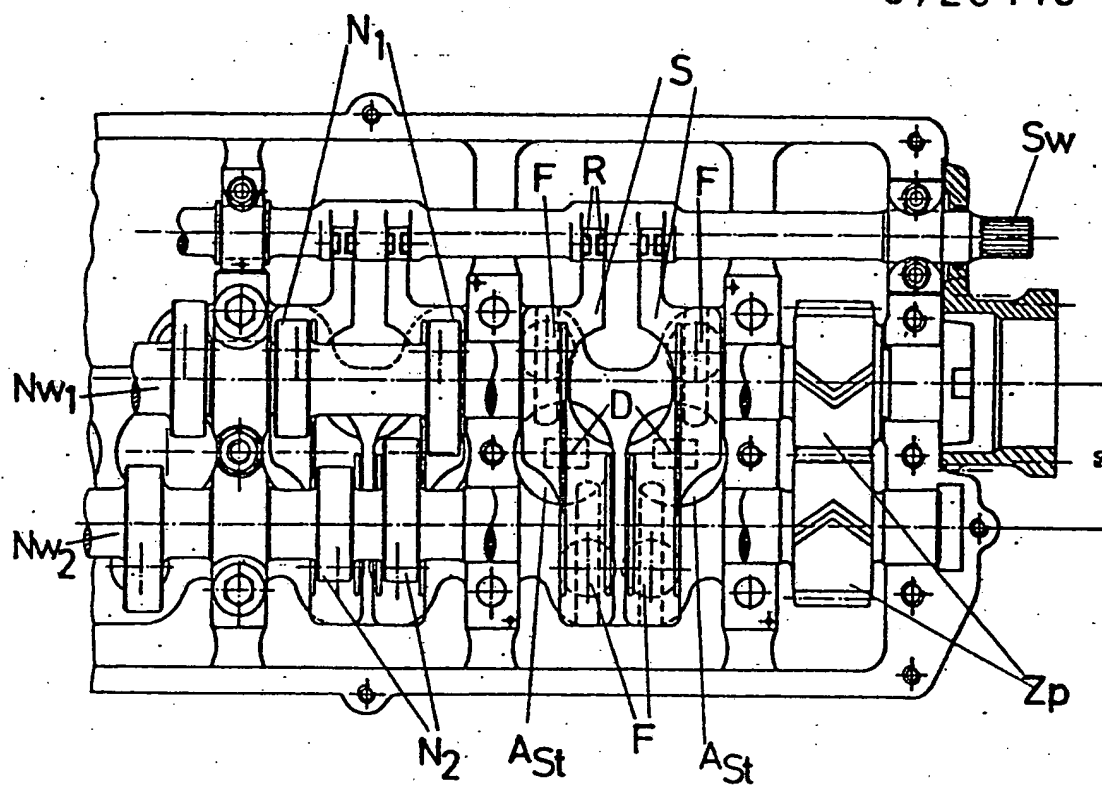


Fig. 8

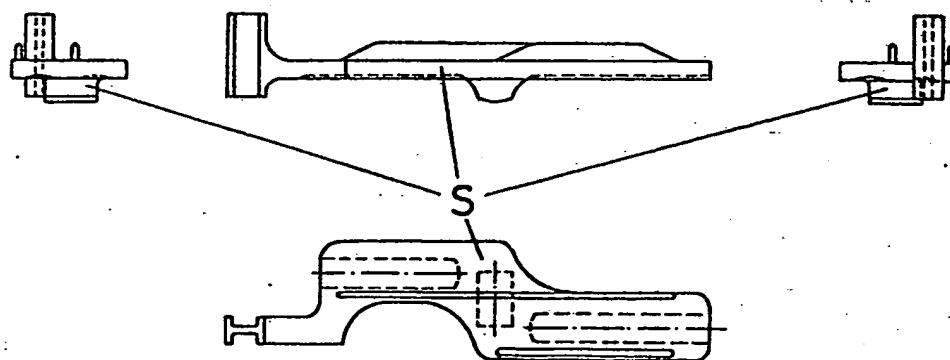


Fig. 9

3725448

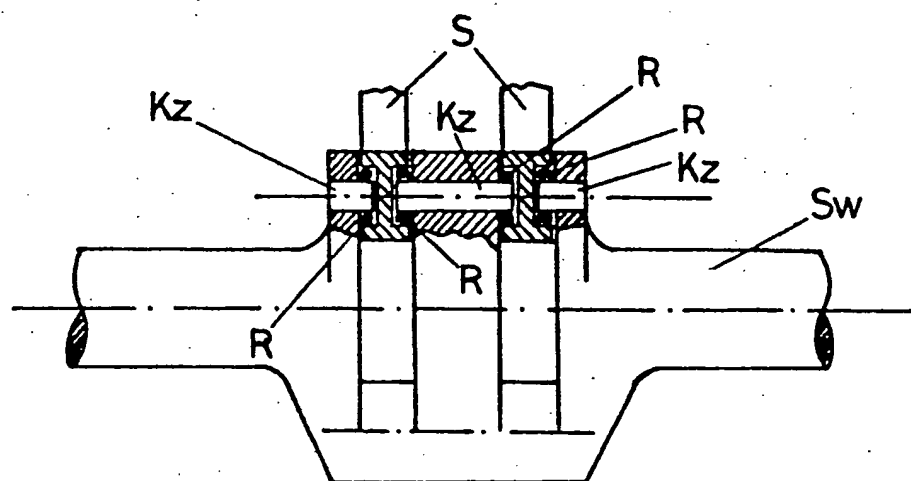


Fig. 10

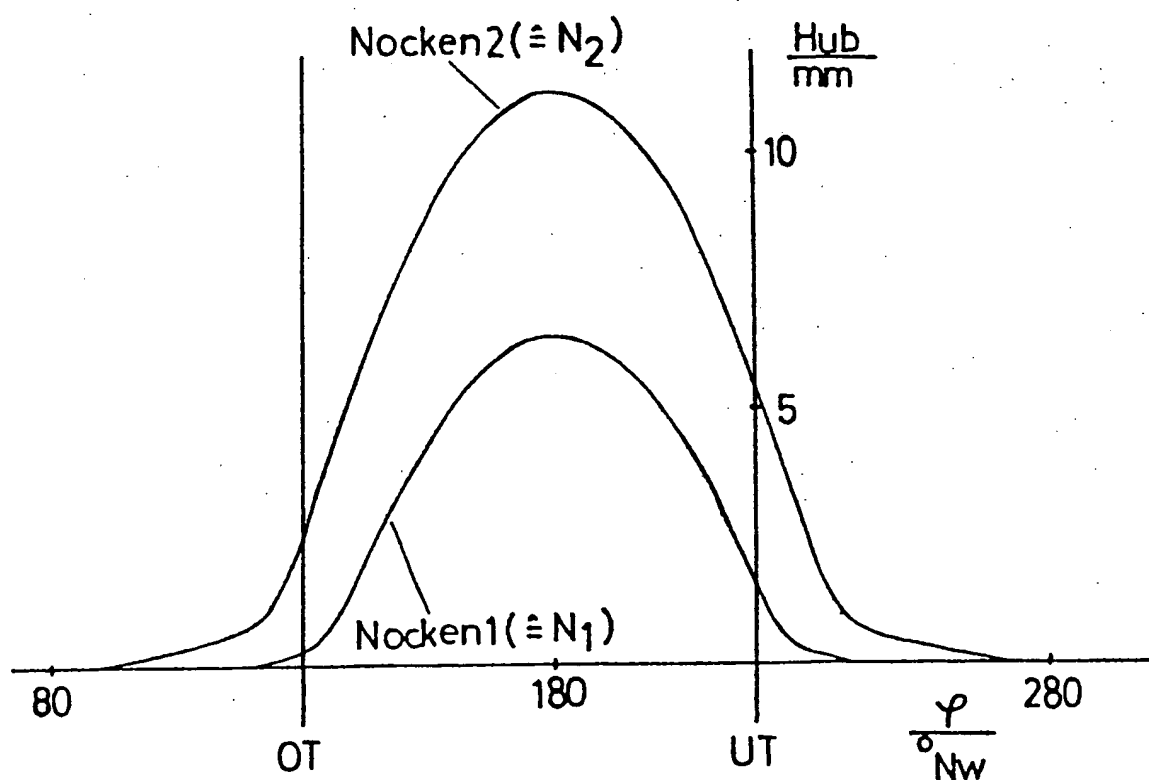


Fig. 11

3725448

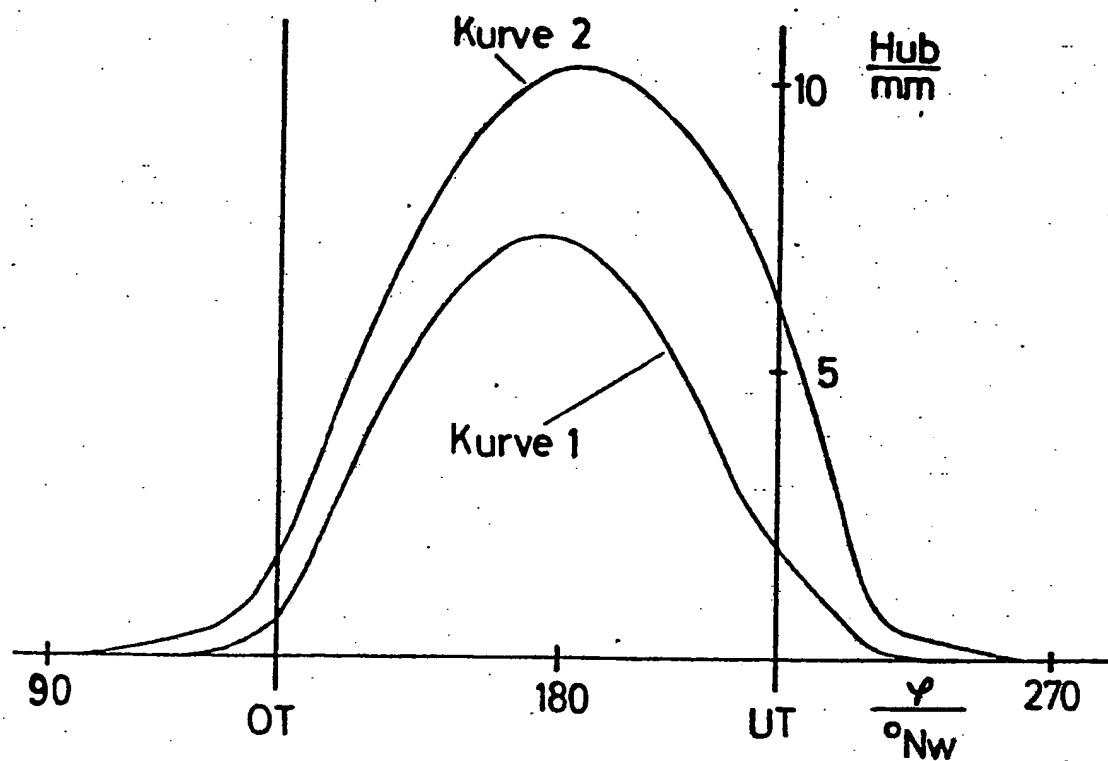


Fig.12

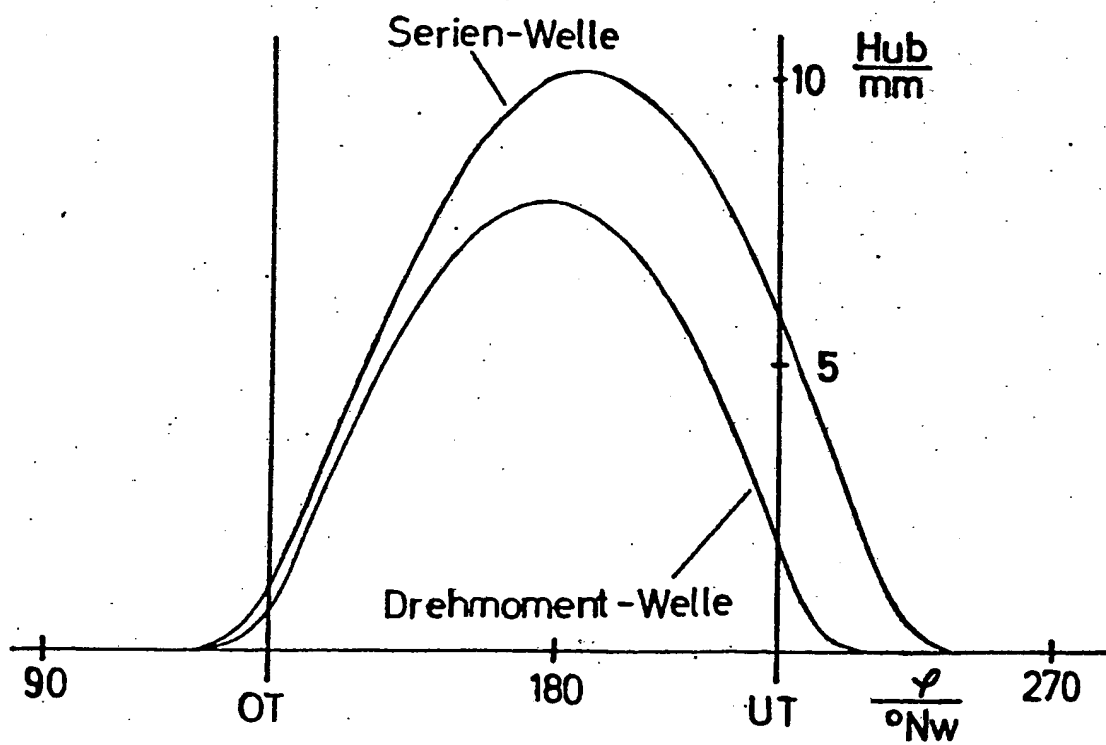


Fig.13

3725448

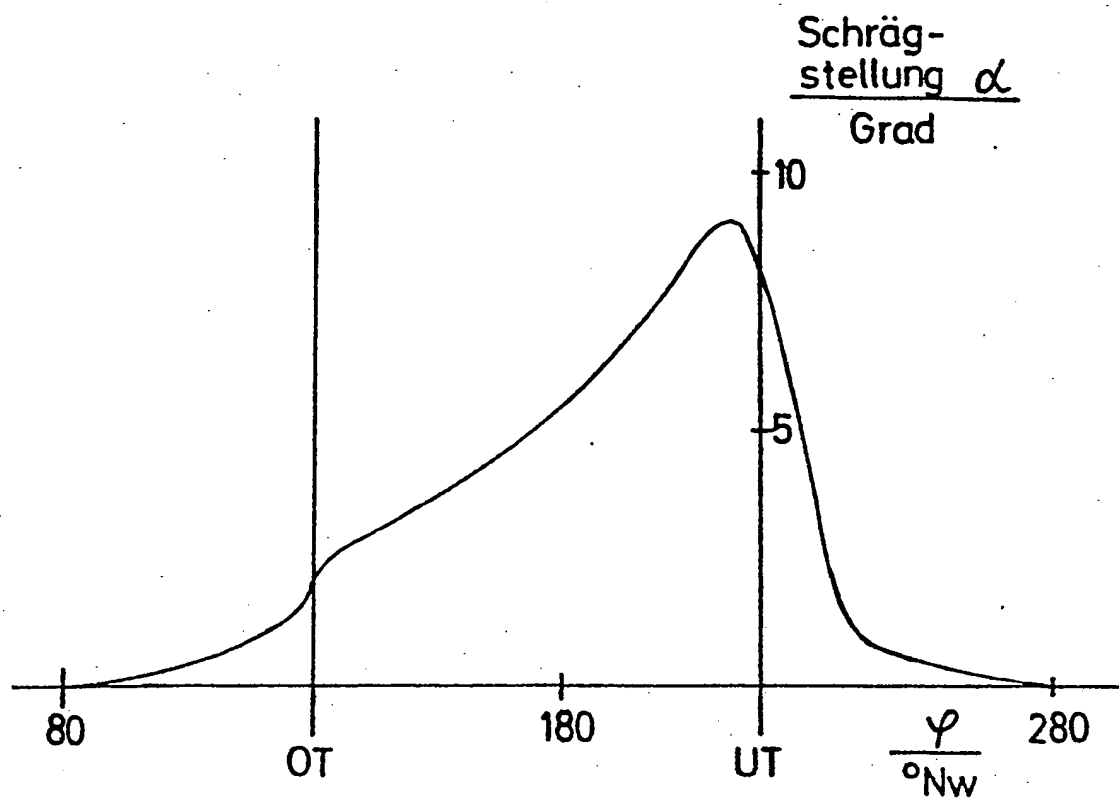


Fig. 14